

超临界二氧化碳闭式循环性能 仿真研究及应用

郑华雷, 吴雪蓓, 刘 斌

(中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412000)

[摘 要] 为了研究超临界二氧化碳闭式循环动力系统的稳态性能, 本文通过整合压缩机、透平、换热器、管道等动力系统主要部件的数学模型, 形成各部件共同工作需要满足的非线性方程组, 发展出了超临界二氧化碳闭式循环系统级模型。采用建立的系统级模型对比分析了 10 MW 等级简单循环和再压缩循环系统在设计状态和非设计状态的性能。结果表明: 在设计状态下, 再压缩循环的热效率高于简单循环; 在非设计状态下, 如果不优化分流比, 再压缩循环的性能下降速率更快。

[关 键 词] 超临界二氧化碳; 闭式循环; 数学模型; 简单循环; 再压缩循环; 分流比; 仿真分析
[中图分类号] TM60 [文献标识码] A [DOI 编号] 10.19666/j.rfd.201909248

[引用本文格式] 郑华雷, 吴雪蓓, 刘斌. 超临界二氧化碳闭式循环性能仿真研究及应用[J]. 热力发电, 2020, 49(4): 63-69.
ZHENG Hualei, WU Xuebei, LIU Bin. Study and application of performance simulation of supercritical CO₂ closed cycles[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(4): 63-69.

Study and application of performance simulation of supercritical CO₂ closed cycles

ZHENG Hualei, WU Xuebei, LIU Bin

(AEEC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412000, China)

Abstract: To investigate the steady state performance of supercritical carbon dioxide closed cycle, by integrating the mathematical models of major components in power system such as compressor, turbine and heat exchanger into a nonlinear equation group that each component need when works together, a system-level model which is capable of predicting the design-point and off-design operation of supercritical carbon dioxide closed cycles was developed. Moreover, the system-level model was used to compare the performance of 10 MW-level simple cycle and recompression cycle under design and off-design conditions. The result indicates that the recompression cycle shows a better performance under design conditions, but its performance drops faster if the split ratio is not optimized under off-design conditions.

Key words: supercritical carbon dioxide, closed cycle, mathematic model, simple cycle, recompression cycle, split ratio, simulation analysis

早在 20 世纪 60 年代, Angelino 和 Feher 就提出了在闭式布雷顿循环中使用超临界二氧化碳 (SCO₂) 作为工质, 在中等循环温度下利用少量的压缩功, 使系统达到较高的热电转换效率的概念^[1-2]。但是由于压缩机、透平部件以及紧凑式换热器设计以及制造技术不成熟, 此概念仅停留在理论层面上。直至 21 世纪初, 随着制造技术提高, 有关 SCO₂ 闭式循环系统的研究才再度兴起, 并且由于其具有结构紧凑、成本低、效率高等优点, 被认为是新兴

能源领域最具应用前景的能量转换系统之一。

SCO₂ 循环以处于超临界状态的二氧化碳为工质, 采用布雷顿循环原理实现能量转换。二氧化碳在压缩过程中, 工质在近临界点密度较大, 密度变化较小; 而且相对于其他状态, 工质的热容量有显著增加。在压缩过程中, 二氧化碳温度变化相对较小, 同样的压比下耗电较小, 使得 SCO₂ 循环压缩过程所耗的功明显小于常规气体的布雷顿循环, 循环效率显著提高^[3-10]。

收稿日期: 2019-09-08

第一作者简介: 郑华雷(1987), 男, 硕士, 工程师, 主要研究方向为发动机总体设计, 008zheng@163.com。

在公开发表的关于 SCO_2 闭式循环系统性能计算分析的文献中, Dyreby 等人^[1]简化了压缩机、透平特性计算方法, 认为其在非设计状态下的特性可以简单的由设计点和转速求出; 同时分析了压缩机、透平进口温度的变化对净功率与效率的影响。但事实上, 当 SCO_2 闭式循环系统设计点循环参数确定后, 其部件的特性也就随之确定。系统正常工作既要遵循部件特性, 也要遵守各部件共同工作原理, 不能人为地指定部件的工作点位置。本文对压缩机、透平、换热装置等部件进行建模, 研究其共同工作原理, 通过求解联立平衡方程组, 对 SCO_2 闭式循环系统总体性能进行仿真分析。

1 计算模型的建立

压缩机、透平以及换热部件、管道都属于 SCO_2 闭式循环系统的主要部件。针对半圆通道印刷回路换热器, 给出了其换热系数以及压力损失的计算方法。针对压缩机和透平 2 种叶轮机械, 给出了其热力学过程的计算方法和满足相似准则的前提条件。针对简单循环和再压缩循环 2 种典型的 SCO_2 闭式循环, 分别给出了各部件共同工作的平衡方程组。在本文中, SCO_2 的物性参数采用调用 REFPROP^[12-13] 动态链接库的方式计算。

1.1 中间换热器模型

在 SCO_2 闭式循环系统中, 有冷凝器、中间换热器以及热源换热器 3 种不同形式的换热装置。对于再压缩 SCO_2 闭式循环系统, 中间换热器包括低温换热器和高温换热器 2 种。对于冷凝器和热源换热器, 在非设计状态下, 可以通过主动调节冷凝器的冷却水流量和热源换热器的加热量以调节温度, 因此在计算时冷凝器和热源换热器不用建立模型求解。对于中间换热器, 当系统处于非设计状态工作时, 高低温端进口都会相应地偏离设计状态, 出口参数需要根据中间换热器本身特性求出。换热系数 h (单位: $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$) 计算式为:

$$h = \frac{Nu}{d_{\text{eq}}} \quad (1)$$

$$Nu = \frac{fc(Re - 1000) Pr}{8} \quad (2)$$

$$1 + 12.7(Pr^{1/3} - 1) \sqrt{\frac{fc}{8}}$$

$$fc = \left(\frac{1}{1.8 \lg Re - 1.5} \right)^2 \quad (3)$$

$$Re = \frac{Vd_{\text{eq}}}{\nu} \quad (4)$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (5)$$

$$d_{\text{eq}} = \frac{4\pi d_c^2}{8(\pi \frac{d_c}{2} + d_c)} \quad (6)$$

式中: Nu 为努塞特数; k 为壁面导热系数; Re 为雷诺数; Pr 为普朗特数; fc 为水力摩擦系数; ν 为运动黏度; μ 为动力黏度; V 为流动速度; c_p 为比定压热容; d_c 为中间换热器直径; d_{eq} 为水力直径, 其计算公式对应的换热器形式为图 1 所示的简单、直板印刷回路换热器 (PCHE)。

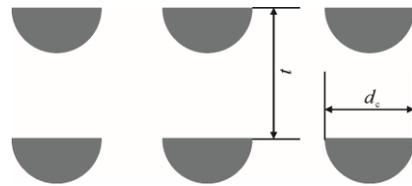


图 1 印刷回路换热器截面
Fig.1 The cross section of PCHE

式(1)~式(6)计算得到的工质换热系数对应图 2 中的换热器。高低温端总换热系数由式(7)计算。

$$h = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{k}{t} + \frac{1}{h_c}} \quad (7)$$

式中, 下标 h 代表高温端, 下标 c 代表低温端, t 为图 1 中高低温端换热管路的距离。

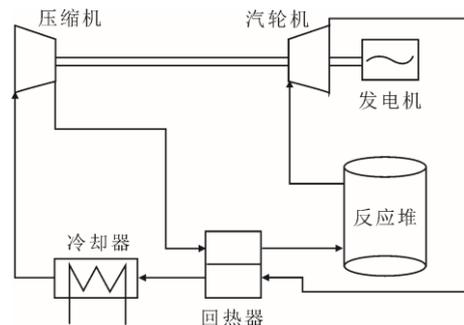


图 2 简单 SCO_2 循环系统
Fig.2 Schematic diagram of the simple SCO_2 Brayton cycle

中间换热器的压力损失由局部损失 Δp_{jb} 和沿程损失 Δp_{yc} 组成, 计算公式为:

$$\Delta p_{\text{jb}} = C \rho \frac{V^2}{2} \quad (8)$$

$$\Delta p_{\text{yc}} = f_c \frac{L}{d_{\text{eq}}} \rho \frac{V^2}{2} \quad (9)$$

式中： C 为局部损失系数，在进口取值为0.5，出口取值为1； ρ 为工质密度； L 为中间换热器长度。

把中间换热器平均划分 N 等份，并假设高温工质与低温工质的通道不变，高温通道和低温通道的热传导面积相等（图3）。对于其中第 i 个热传导单元，可以建立如式(10)所示误差方程组。

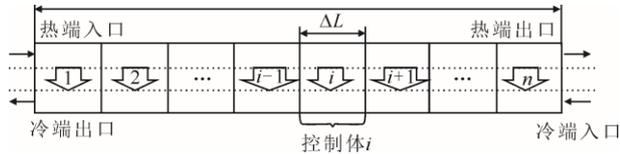


图3 中间换热器模型

Fig.3 The intermediate heat exchanger model

$$\begin{cases} E_1 = Ah(T_{h,av} - T_{c,av}) - [H(T_{h,i}) - H(T_{h,o})] \\ E_2 = \varepsilon \times [H(T_{h,i}) - H(T_{h,o})] - [H(T_{l,o}) - H(T_{l,i})] \end{cases} \quad (10)$$

式中： A 为换热面积； ε 为换热效率；下标 h 代表高温端， l 代表低温端， i 代表进口， o 代表出口。

式(10)中共包含高温端出口温度 $T_{h,o}$ 、低温端出口温度 $T_{l,o}$ 2个未知参数，方程组封闭，可以进行求解。若把换热器分为 N 个单元，则平衡方程组共包含 $2N$ 个平衡方程。当 N 过大时，采用牛顿迭代法直接求解方程组的解不易收敛。本文采用按时间推进的预估校正法—MacCormack法^[4]求解高低温端温度沿轴向长度的分布。

1.2 压缩机和透平计算模型

对于叶轮机械，如果雷诺数较大，叶轮机械处于自模区时，只要保证比热比 k 不随压力变化，即可满足相似准则。由于声速是温度和比热比 k 的函数，在同样的温度下，如果声速随压力变化较小，即可认为叶轮机械满足相似准则。文献[15]指出， SCO_2 密度接近液体，黏度与气体相似，其惯性力远大于黏性摩擦力，因此 SCO_2 闭式循环系统中的叶轮机械可以忽略雷诺数的影响。

当系统稳定工作后，一般情况下，透平进口温度、压力远高于临界值，满足相似准则。 SCO_2 闭式循环系统压缩机进口压力（7.5~10 MPa）和温度（305~325 K）的变化对声速的影响如图4所示。由图4可见， SCO_2 闭式循环系统的压缩机并不是在所有状态都满足相似准则，当温度接近临界温度时，比热比 k 变化剧烈。本文的压缩机进口温度设计值为310 K，当压力在7.5~8.5 MPa变化时，比热比变化范围不超过2%，满足相似准则。

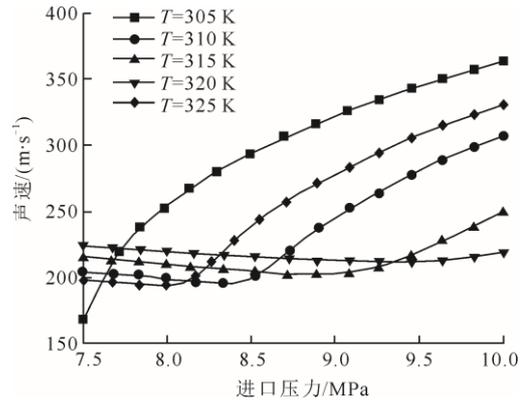


图4 压缩机进口参数变化对声速的影响

Fig.4 Effect of compressors inlet parameters on sound speed

当压缩机和透平满足相似准则时，可以根据进口温度以及部件特性图，计算其在非设计状态下的流量 W_{cor} 、增压比（膨胀比） π 、效率 η 等参数：

$$W_{cor} = f_1\left(\frac{n}{\sqrt{\theta}}, b_{beta}\right) \quad (11)$$

$$\pi = f_2\left(\frac{n}{\sqrt{\theta}}, b_{beta}\right) \quad (12)$$

$$\eta = f_3\left(\frac{n}{\sqrt{\theta}}, b_{beta}\right) \quad (13)$$

式中： n 为压缩机/透平的物理相对转速； θ 为部件进口温度 T_i 与设计值 T_{design} 之比； b_{beta} 表征工作点在压缩机特性图中的位置，一般情况下 b_{beta} 取值在0~1变化，当超过此范围时，代表工作点在特性图外部。

1.3 共同工作方程计算模型

对 SCO_2 闭式循环系统各部件单独建模，然后按照顺序计算各部件性能，即可得到截面参数以及总体性能。简单 SCO_2 闭式循环系统主要由压缩机、透平、热源、中间换热器、冷凝器组成。再压缩 SCO_2 闭式循环系统在此基础上增加了1台再压缩压缩机，系统示意如图5所示，其换热器包括高温换热器和低温换热器。

当 SCO_2 闭式循环系统工作于非设计状态时，对于简单 SCO_2 闭式循环系统，部件之间共同工作需要满足的平衡关系为：1) 压缩机功率 L_C 和输出功率 P_{out} 之和与透平功率 L_T 平衡；2) 热源出口换算流量 $W_{4g,cor}$ 与透平进口燃气换算流量 $W_{41g,cor}$ 平衡；3) 按照透平出口总压 p_5 计算的压缩机进口总压 $p_{2,cal}$ 与压缩机进口总压 p_2 平衡。

上述平衡关系包括转速 N_H 、热源出口温度 T_4 、压缩机工作位置对应的 b_{beta1} 、透平工作位置对应的

b_{beat2} 共 4 个变量。为使方程组封闭, 需给定 1 个变量作为调节规律。当控制 (给定) T_4 时, 转速为需要求解的变量, 对应的非线性方程组为

$$\begin{cases} E_1 = L_T - L_C - P_{Power} = E_1(N_H, b_{beta1}, b_{beta2}) \\ E_2 = W_{4g,cor} - W_{41g,cor} = E_2(N_H, b_{beta1}, b_{beta2}) \\ E_3 = p_2 - p_{2,cal} = E_3(N_H, b_{beta1}, b_{beta2}) \end{cases} \quad (14)$$

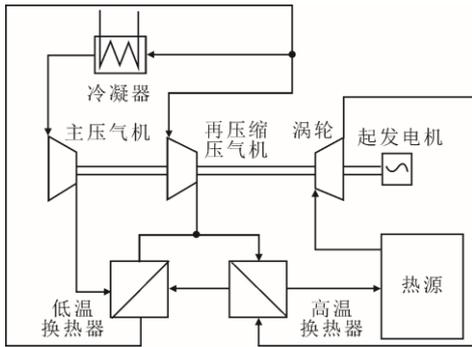


图 5 再压缩 SCO_2 循环系统

Fig.5 Schematic diagram of the recompression SCO_2 Brayton cycle

当控制 (给定) N_H 时, 热源出口温度 T_4 为需要求解的变量, 对应的非线性方程组为

$$\begin{cases} E_1 = L_T - L_C - P_{Power} = E_1(T_4, b_{beta1}, b_{beta2}) \\ E_2 = W_{4g,cor} - W_{41g,cor} = E_2(T_4, b_{beta1}, b_{beta2}) \\ E_3 = p_2 - p_{2,cal} = E_3(T_4, b_{beta1}, b_{beta2}) \end{cases} \quad (15)$$

对于再压缩 SCO_2 闭式循环系统, 各部件之间共同工作需要满足的平衡关系为: 1) 压缩机总功 L_C 和输出功率 P_{out} 之和与透平功率 L_T 平衡, 其中压缩机总功为组压缩机与再压缩机耗功之和; 2) 热源出口换算流量 $W_{4g,cor}$ 与透平进口燃气换算流量 $W_{41g,cor}$ 平衡; 3) 主压缩机出口压力 p_{31} 与再压缩压缩机出口压力 p_{32} 平衡; 4) 按照透平出口总压 p_5 计算的压缩机进口总压 $p_{2,cal}$ 与压缩机进口总压 p_2 平衡。

上述平衡关系包括转速 N_H 、热源出口总温 T_4 、流经冷凝器的流量分配比 x 、主压缩机工作位置对应的 b_{beta1} 、再压缩压缩机工作位置对应的 b_{beta2} 、透平工作位置对应的 b_{beat3} 共 6 个变量。为使方程组封闭, 需给定 2 个变量作为调节规律。一般情况下, 分流比 x 总是主动调节的变量。

当控制 T_4 和 x 时, 转速为需要求解的变量, 对应的非线性方程组为

$$\begin{cases} E_1 = L_T - L_C - P_{Power} = E_1(N_H, b_{beta1}, b_{beta2}, b_{beta3}) \\ E_2 = W_{4g,cor} - W_{41g,cor} = E_2(N_H, b_{beta1}, b_{beta2}, b_{beta3}) \\ E_3 = p_{31} - p_{32} = E_3(N_H, b_{beta1}, b_{beta2}, b_{beta3}) \\ E_4 = p_{2,cal} - p_2 = E_4(N_H, b_{beta1}, b_{beta2}, b_{beta3}) \end{cases} \quad (16)$$

当控制转速和 x 时, 热源出口温度 T_4 为需要求解的变量, 对应的非线性方程组为

$$\begin{cases} E_1 = L_T - L_C - P_{Power} = E_1(T_4, b_{beta1}, b_{beta2}, b_{beta3}) \\ E_2 = W_{4g,cor} - W_{41g,cor} = E_2(T_4, b_{beta1}, b_{beta2}, b_{beta3}) \\ E_3 = p_{31} - p_{32} = E_3(T_4, b_{beta1}, b_{beta2}, b_{beta3}) \\ E_4 = p_{2,cal} - p_2 = E_4(T_4, b_{beta1}, b_{beta2}, b_{beta3}) \end{cases} \quad (17)$$

2 算例及分析

建立了 10 MW 等级的简单 SCO_2 闭式循环和再压缩 SCO_2 闭式循环系统。为了可以直观地对比 2 种循环在设计点和非设计点状态下的性能, 2 个系统的设计状态尽可能保持一致, 即 2 种循环的总流量保持一致, 压缩机与透平进口压力、温度、效率也保持一致, 具体参数设置见表 1。中间换热器直径为 1.8 mm, 通道之间的距离 t 为 1.5 mm。综合考虑回热度与压力损失, 确定单层换热板尺寸为 $1.0 \text{ m} \times 0.5 \text{ m} \times 0.5 \text{ m}$, 每个标准换热器由 100 层单层换热板堆叠, 根据不同的换热面积考虑使用不同数量的标准换热器并联。

表 1 简单循环和再压缩循环性能参数
Tab.1 The parameters of simple Brayton cycle and recompression Brayton cycle

参数	简单循环	再压缩循环
功率/MW	11.6	10.0
主压缩机总流量/(kg s^{-1})	96.3	68.8
再压缩压缩机流量/(kg s^{-1})		27.5
压缩机进口压力/MPa	8.15	8.15
主压缩机进口温度/K	313	313
再压缩压缩机进口温度/K		387
主压缩机效率/%	87	87
再压缩压缩机效率/%		85
透平进口温度/K	930	930
透平进口压力/MPa	23	23
透平效率/%	91	91
热效率/%	42.5	44.8
t/mm	1.5	1.5
d/mm	1.8	1.8
换热板尺寸/($\text{m} \times \text{m} \times \text{m}$)		$1.0 \times 0.5 \times 0.5$
高温换热面积/ m^2		3 455
低温换热器面积/ m^2	4 653	2 926

从表 1 可以看到：再压缩循环的单位功率（输出功/总流量）比简单循环低 16%，换热面积比简单循环高 37%，这也意味着换热器质量也比简单循环高 37%，但热效率仅提高了 2.3 百分点，这是由于没有考虑热源换热器和冷凝器。在本文模型中，再压缩循环的热源进口温度比简单循环高 60 °C，热源换热器单位换热量比简单循环低 25%；再压缩循环冷凝器进口温度比简单循环低 7 °C，冷凝器单位换热量比简单循环低 13%。本文未建立详细的热源换热器和冷凝器计算模型，但是大致分析可知 2 种循环换热装置的总尺寸、质量大致相当。再压缩循环牺牲了一定的单位功率指标，提高了热效率。

图 6 和图 7 为简单循环的压缩机和透平特性图。再压缩循环系统压缩机的增压比和透平的膨胀比与简单循环系统相同，因此在计算再压缩循环系统非设计点性能时，其 2 个压缩机和透平采用图 6、图 7 所示的特性图进行缩放。

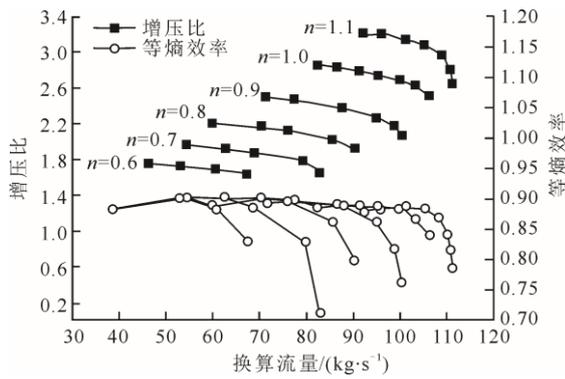


图 6 压缩机特性图
Fig.6 The compressors performance map

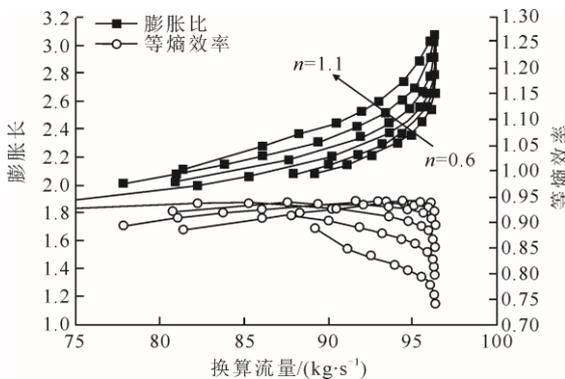


图 7 透平特性图
Fig.7 The turbine performance map

压缩循环性能对比。其中：“最优分流比”代表当设计状态发生变化时，算法会进行寻优，改变分流比 x 以使再压缩循环热效率最高；“固定分流比”表示分流比 x 保持为 0.4 不变。

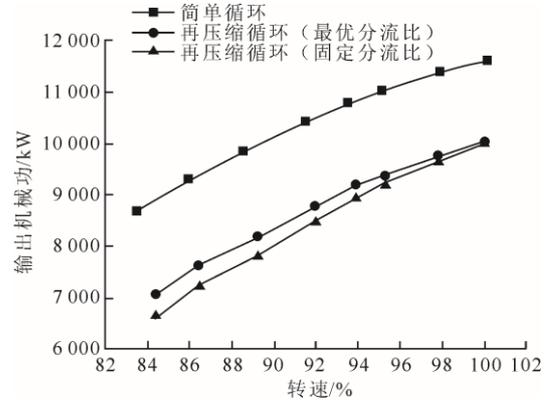


图 8 转速对功率的影响
Fig.8 The effect of speed on output power

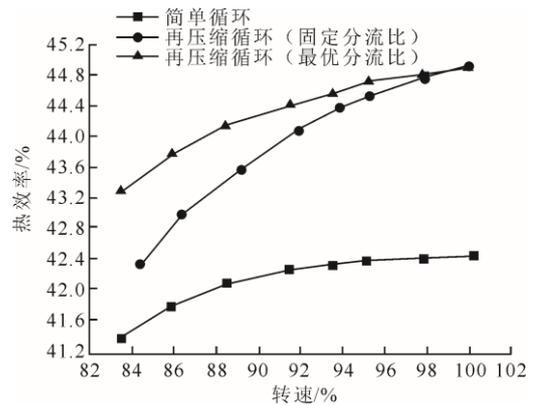


图 9 转速对热效率的影响
Fig.9 The effect of speed on cycle thermal efficiency

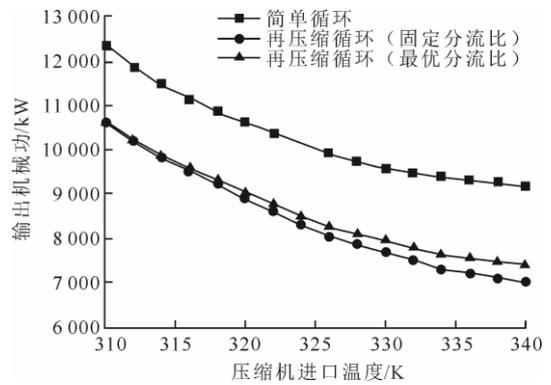


图 10 压缩机进口温度对功率的影响
Fig.10 The effect of compressor inlet temperature on output power

图 8—图 13 为非设计点状态下简单循环和再

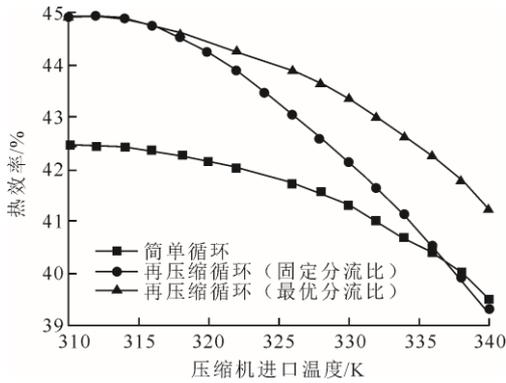


图 11 压缩机进口温度对热效率的影响
Fig.11 The effect of compressor inlet temperature on thermal efficiency

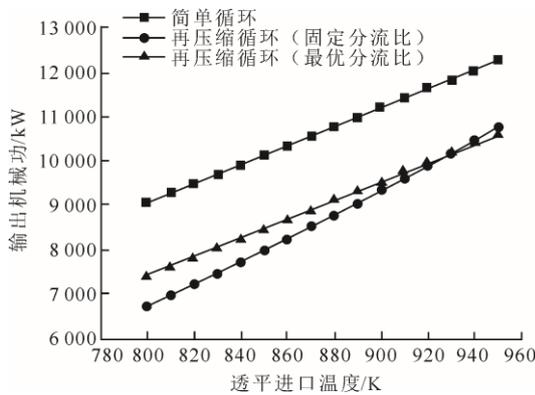


图 12 透平进口温度对功率的影响
Fig.12 The effect of turbine inlet temperature on output power

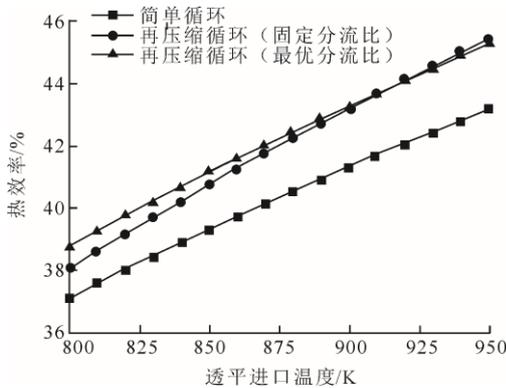


图 13 透平进口温度对热效率的影响
Fig.13 The effect of turbine inlet temperature on thermal efficiency

图 8、图 9 为在压缩机和透平的进口压力、温度均保持不变的情况下，系统转速与功率、热循环效率的关系。可以看到：随着转速的提高，发动机输出功率和循环热效率同时提高。这是由于随着转速提高，循环中的流量提高，从而导致发动机输出功率提高；转速升高同时会使压缩机压比提高，进而使热效率提高。

图 10、图 11 为压缩机和透平的进口压力保持不变，转速保持不变的情况下，系统压缩机进口温度与功率、热循环效率的关系。可以看到：随着压缩机进口温度的升高，发动机输出功率和热循环效率均下降。这是因为压缩机进口温度升高而物理转速保持不变，会使压缩机换算转速下降，进而使物理流量和压缩机压比降低，所以会使发动机输出功率和热效率下降。

图 12、图 13 为压缩机进口压力、温度保持不变，透平的进出口压力保持不变，转速保持不变的情况下，系统透平进口温度与功率、热循环效率的关系。可以看到：透平进口温度与发动机输出功率、热循环效率基本呈线性关系。这是因为，压缩机进口温度和物理转速均不变，则压缩机压比、物理流量、压缩机耗电变化均不变；透平进出口压力不变，透平落压比也不变。此时引起输出功（透平功）变化的只有透平进口温度。在温度远大于临界点的区域，透平功（焓降）与温度的关系基本呈线性关系。

从上述图表中还可以看到，当分流比固定时，再压缩循环的输出功率与热效率下降的幅度大于简单循环。这是由于再压缩循环的分流比会影响循环热效率，对应某一非设计状态（压缩机进口温度、透平进口温度、转速），会有一个最佳分流比使循环热效率最高，当分流比偏离了最佳分配值，使输出功率和热效率的下降速率较大。

3 结 论

1) 在部件级模型的基础上，利用各部件共同工作原理，通过建立非线性方程组，整合形成了超临界二氧化碳闭式循环系统的总体计算模型，并对比分析了简单循环和再压缩循环在设计状态和非设计状态下的性能，得出在同样条件下，再压缩循环的热效率高简单循环；但是简单循环单位功率高于再压缩循环。

2) 当系统工作环境偏离设计点，或是系统处于小负载工作状态，如果保持分流比不变，再压缩循环的输出功率和热效率下降速度更快。可以通过优化分流比提高再压缩循环在非设计状态下的性能。

[参 考 文 献]

[1] ANGELINO G. Carbon dioxide condensation cycles for power production[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1968, 90(3): 287-295.
[2] FEHER E G. The supercritical thermodynamic power cycle[J]. Energy Conversion, 1968, 8(2): 85-90.

- [3] DOSTAL V. A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors[J]. Massachusetts Institute of Technology, 2004, 154(3): 265-282.
- [4] TURCHI C S. Fundamentals and applications of supercritical carbon dioxide (SCO₂) based power cycles[M]. Concentrating Solar Power, 2017: 23-78.
- [5] GUO J F. Design analysis of supercritical carbon dioxide recuperator[J]. Applied Energy, 2016, 164: 21-27.
- [6] SCHMITT J, AMOS D, KAPAT J. Design and real fluid modelling of micro-channel recuperators for a nominal 100 MW class recuperated recompression Brayton cycle using supercritical carbon dioxide[R]. ASME GT2015-43761.
- [7] CARSTENS N. Control strategies for supercritical carbon dioxide power conversion systems[D]. Massachusetts Institute of Technology, 2007: 41-96.
- [8] POPE M A. Thermal hydraulic design of a 2 400 MWth direct supercritical CO₂-cooled fast reactor[M]. Massachusetts Institute of Technology, Department of Nuclear Science and Engineering, 2006: 17-87.
- [9] AHN Y, BAE S J, KIM M, et al. Review of supercritical CO₂ power cycle technology and current status of research and development[J]. Nuclear Engineering and Technology, 2015, 47(6): 647-661.
- [10] FRANCESCO C, PIERO C. Development of a modelica dynamic model of solar supercritical CO₂ Brayton cycle power plants for control studies[C]. Proceedings of Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium, 2011: 1-7.
- [11] DYREBY J J, KLEIN S A, NELLIS G F, et al. Modeling off-design and part-load performance of supercritical carbon dioxide power cycles[R]. ASME GT2013-95824.
- [12] LEMMON E W, HUBER M L, MCLINDEN M O. NIST Standard reference database 23: reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP, [CP]. 9.1 ed. standard reference data program[R]. National Institute of Standards and Technology, NIST NSRDS - 2010.
- [13] SPAN R, WAGNER W. A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point temperature to 1 100 K at pressures up to 800 MPa[J]. Journal of Physical and Chemical Reference Data, 1996, 25(6): 1509.
- [14] ANDERSON J D. Computational fluids dynamics[M]. New York: McGraw-Hill Education, 1995: 149-193.
- [15] DOSTAL V, DRISCOLL M J, HEJZLAR P, et al. A supercritical CO₂ gas turbine power cycle for next-generation nuclear reactors[C]//International Conference on Nuclear Engineering. American Society of Mechanical Engineers, 2002: 567-574.

(责任编辑 刘永强)